



DEUTSCHES  
PATENTAMT

21 Aktenzeichen: 197 14 489.6-13  
22 Anmeldetag: 8. 4. 97  
43 Offenlegungstag: -  
45 Veröffentlichungstag  
der Patenterteilung: 1. 10. 98

Innerhalb von 3 Monaten nach Veröffentlichung der Erteilung kann Einspruch erhoben werden

73 Patentinhaber:  
Siemens AG, 80333 München, DE

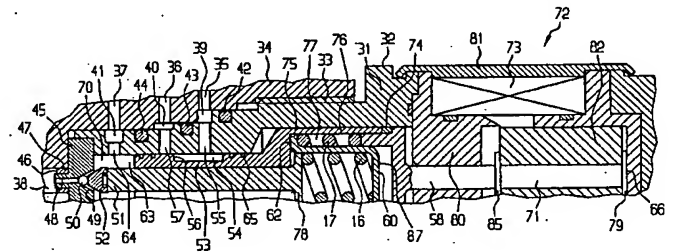
72 Erfinder:  
Krüger, Hinrich, Dr., 93053 Regensburg, DE; Werner,  
Martin, 93155 Hemau, DE

56 Für die Beurteilung der Patentfähigkeit in Betracht  
gezogene Druckschriften:

DE 1 96 12 413 A1  
US 48 84 545

54 Einspritzsystem, Druckventil und Volumenstromregelventil und Verfahren zum Regeln eines Kraftstoffdruckes

57 In einem Gehäuse sind ein Druckventil und ein Volumenstromregelventil eingebracht, die über Federmittel in Wirkverbindung stehen, so daß mit zunehmendem Volumenstrom die Haltekraft des Druckventils ebenfalls zunimmt. Das Druckventil und das Volumenstromregelventil werden über einen Aktor gemeinsam gesteuert.



Die Erfindung betrifft ein Einspritzsystem für eine Brennkraftmaschine gemäß dem Oberbegriff des Patentanspruchs 1, ein Volumenstromregelventil und Druckventil gemäß dem Oberbegriff des Patentanspruchs 3 und ein Verfahren zum Regeln eines Kraftstoffdruckes in einem Kraftstoffspeicher gemäß dem Oberbegriff des Patentanspruchs 7.

Die Regelung des Kraftstoffdruckes bei einem Kraftstoffspeicher ist insbesondere bei einem Common-Rail-System von Bedeutung, da bei einem Common-Rail-System der maximale Kraftstoffdruck beispielsweise bei 1600 bar liegt. Aufgrund des hohen Druckes ist es vorteilhaft, den Druck im Kraftstoffspeicher mit möglichst wenig Verlustleistung zu regeln.

Es ist bereits ein System zur Regelung des Kraftstoffdruckes in einem Kraftstoffspeicher bekannt, bei dem die Kraftstoffpumpe stets zuviel Kraftstoff in den Kraftstoffspeicher pumpt und bei Überschreiten eines vorgegebenen Kraftstoffdruckes ein Druckventil sich öffnet. Dieses System weist jedoch einen relativ niedrigen Wirkungsgrad auf.

Weiterhin ist es bekannt, zur Verbesserung des Wirkungsgrades ein Volumenstromregelventil auf der Zulaufseite der Hochdruckpumpe vorzusehen und mit dem Volumenstromregelventil den Druck im Kraftstoffspeicher zu regeln. Hierbei ist es jedoch notwendig, zusätzlich ein Druckventil am Kraftstoffspeicher vorzusehen, das den Druck im Kraftstoffspeicher schnell senken kann, was zum Beispiel beim Übergang von Vollast- auf Leerlaufbetrieb notwendig ist. Zudem ist das Druckregelventil erforderlich, um den Kraftstoffspeicher nach dem Abschalten der Brennkraftmaschine drucklos zu schalten.

Aus US 4,884,545 ist ein Kraftstoffeinspritzsystem bekannt, bei dem eine Kraftstoffpumpe Kraftstoff in einen Kraftstoffspeicher befördert, der den Kraftstoff an Einspritzventile weiterleitet. Im Zulauf zur Kraftstoffpumpe ist ein Volumenstromregelventil vorgesehen, das den Kraftstoffstrom zur Kraftstoffpumpe einstellt. Das Volumenstromregelventil wird von einem Steuergerät über einen Aktor gesteuert. Am Kraftstoffspeicher ist ein Sicherheitsventil vorgesehen, das bei Überschreiten eines vorgegebenen Druckes Kraftstoff aus dem Kraftstoffspeicher zum Kraftstofftank zurückfließen läßt.

In der nachveröffentlichten Offenlegungsschrift DE 196 12 413 A1 ist eine Kraftstoffeinspritzsystem beschrieben, bei dem eine Kraftstoffpumpe einen Kraftstoffspeicher mit Kraftstoff versorgt, der den Kraftstoff Einspritzventilen zuführt. Im Zulauf zur Kraftstoffpumpe ist ein Volumenstromregelventil vorgesehen, das von einem Steuergerät gesteuert wird. Der Kraftstoffspeicher steht mit einem Druckregelventil in Verbindung, das mechanisch an das Volumenstromregelventil gekoppelt ist. Die mechanische Kopplung ist in der Weise ausgebildet, daß das Druckregelventil durch die Bewegung des Stellgliedes, das das Volumenstromregelventil ansteuert, aus einer Schließstellung in eine Durchgangsstellung verschiebbar ist, was zu einer schnellen Druckentlastung des Kraftstoffspeichers führt.

Die Aufgabe der Erfindung beruht darin, eine kostengünstige Druckregelung für einen Kraftstoffspeicher bereit zu stellen, die zugleich einen hohen Wirkungsgrad aufweist.

Die Aufgabe der Erfindung wird durch die Merkmale des Anspruchs 1, 3 und 8 gelöst. Ein wesentlicher Vorteil der Erfindung beruht darin, daß mit einem einzigen Regelventil sowohl der Volumenstrom im Zulauf zur Hochdruckpumpe als auch der Druck im Kraftstoffspeicher geregelt wird.

Weitere vorteilhafte Ausbildungen und Verbesserungen der Erfindung sind in den abhängigen Ansprüchen angegeben.

Die Erfindung wird im folgenden anhand der Figuren näher erläutert; es zeigen:

Fig. 1 ein Einspritzsystem mit dem erfindungsgemäßen Regelventil,

Fig. 2 den schematischen Aufbau des Regelventils,

Fig. 3 eine weitere Ausführungsform des Regelventils,

Fig. 4 eine Haltedruck- und Volumenstrom-Kennlinie und

Fig. 5 eine bevorzugte Bauform des Regelventils.

Fig. 1 zeigt schematisch den Aufbau eines Einspritzsystems, das über eine Vorförderpumpe 2 aus einem Kraftstofftank 11 Kraftstoff über ein Regelventil 10 einer Hochdruckpumpe 1 zuführt. Die Hochdruckpumpe 1 verdichtet den zugeführten Kraftstoff und gibt den unter hohem Druck stehendem Kraftstoff in den Kraftstoffspeicher 4 ab. Der Kraftstoffspeicher 4 steht mit Einspritzventilen 5 in Verbindung, über die der Kraftstoff in eine Brennkraftmaschine eingespritzt wird. Zur Vorförderpumpe 2 ist ein Vordruckregelventil 3 parallel geschaltet, das den Kraftstoffdruck nach der Vorförderpumpe 2 auf einen vorgegebenen Wert einstellt.

Der Kraftstoffspeicher 4 ist über eine Rückleitung 26 an das Regelventil 10 angeschlossen. Das Regelventil 10 ist zudem an eine Tankleitung 27 angeschlossen, die zum Kraftstofftank 11 geführt ist. Am Kraftstoffspeicher 4 ist ein Drucksensor 9 angeordnet, der über eine Signalleitung mit einem Steuergerät 6 in Verbindung steht. Zudem sind ein Drehzahlsensor 8 und ein Gaspedsensor 7 vorgesehen, die ebenfalls über eine Signalleitung an das Steuergerät 6 angeschlossen sind. Das Steuergerät 6 verfügt über einen Datenspeicher 28 und ist über erste Steuerleitungen mit den Einspritzventilen 5 und über eine zweite Steuerleitung mit dem Regelventil 10 verbunden.

Die Anordnung nach Fig. 1 funktioniert wie folgt: Das Steuergerät 6 steuert in Abhängigkeit von der Drehzahl der Brennkraftmaschine und dem Fahrerwunsch die Einspritzventile 5 nach einem entsprechenden Programm, das im Datenspeicher 28 abgelegt ist. Zudem steuert das Steuergerät 6 das Regelventil 10 in Abhängigkeit von der Drehzahl der Brennkraftmaschine und dem Kraftstoffdruck im Kraftstoffspeicher 4 und regelt somit den Kraftstoffdruck im Kraftstoffspeicher 4.

Fig. 2 zeigt schematisch den Aufbau des Regelventils 10. Das Regelventil 10 weist einen Aktor 21 auf, der beispielsweise als Magnet ausgebildet ist. Der Aktor 21 steht direkt mit einem Volumenschließglied 20 in Verbindung, das den Kraftstoffzulauf 24, der von der Vorförderpumpe 2 kommt, mit dem Kraftstoffablauf 23, der zur Hochdruckpumpe 1 geführt ist, verbindet. Zudem steht das Volumenschließglied 20 über eine Feder 12 mit einem Druckschließglied 22 in Verbindung, das die Verbindung zwischen der Rückleitung 26 und der Tankleitung 27 mit einem einstellbaren Haltedruck verschließt.

In der Ruheposition ist der Verbindungsquerschnitt zwischen dem Kraftstoffzulauf 24 und dem Kraftstoffablauf 23 durch das Volumenschließglied 20 geschlossen und die Verbindung zwischen der Rückleitung 26 und der Tankleitung 27 ist geöffnet. Steuert nun das Steuergerät 6 den Magneten 21 an, so wird das Volumenschließglied 20 in Richtung auf das Druckschließglied 22 bewegt und damit der Verbindungsquerschnitt zwischen dem Kraftstoffzulauf 24 und dem Kraftstoffablauf 23 geöffnet. Zudem wird über die Feder 12 das Druckschließglied 22 gegen den Öffnungsquerschnitt der Rückleitung 26 vorgespannt. Vorzugsweise ist die Feder 12 derart ausgebildet, daß in der Ruheposition das Druckschließglied 22 die Rückleitung 26 freigibt und die Rückleitung 26 mit der Tankleitung 27 verbunden ist.

Fig. 3 zeigt eine Weiterbildung des Regelventils 10, bei

dem die Wirkverbindung zwischen dem Volumenschließglied 20 und dem Druckschließglied 22 über eine erste Koppelfeder 16 und eine zweite Koppelfeder 17 erreicht wird. Die zweite Koppelfeder 17 ist auf eine vorgegebene Federkraft vorgespannt. Steuert nun das Steuergerät 6 den Aktor 21 an, so wird das Volumenschließglied 20 bewegt und der Volumenstrom, der zur Hochdruckpumpe fließt vergrößert. Zudem wird das Druckschließglied 22 über die erste Koppelfeder 16 gegen die Rückleitung 26 vorgespannt. Wird nun die erste Koppelfeder 16 so weit zusammengedrückt, daß die vorgespannte Federkraft der zweiten Koppelfeder 17 erreicht wird, so wirken bei einem weiteren Auslenken des Volumenschließgliedes 20 die erste und die zweite Koppelfeder 16, 17 in Reihenschaltung.

Fig. 4 zeigt Kennlinien für den Haltedruck P für verschiedene Federkopplungen zwischen dem Volumenschließglied und dem Druckschließglied in Abhängigkeit vom Verschiebeweg S des Aktors 21 und in Abhängigkeit vom Öffnungsquerschnitt Q, den das Volumenschließglied 20 aufsteuert. Der Haltedruck P entspricht jeweils einer Schließkraft F. Die Auslenkung im Bereich größer als S1 entspricht einem Volumenstrom  $Q > 0$ . Die Ruhelage des Aktors 21 liegt jedoch vorzugsweise im Diagramm bei  $s = 0$ , wodurch sicher gestellt wird, daß in der Ruhelage, d. h. im unbestromten Zustand des Aktors 21 der Kraftstoffspeicher drucklos geschaltet ist. Bei einer Auslenkung des Aktors 21 zwischen 0 und S1 baut zunächst das Druckschließglied 22 einen Haltedruck auf, bevor das Volumenschließglied 20 den Verbindungsquerschnitt zwischen dem Kraftstoffzulauf 24 und Kraftstoffablauf 23 bei der ersten Auslenkung S1 öffnet.

Die Kennlinie A entspricht dem Regelventil 10 der Fig. 2, bei dem nur eine Feder 12 zwischen dem Volumenschließglied 20 und dem Druckschließglied 22 vorgesehen ist. Der Druck, der vom Druckschließglied 22 eingestellt wird, nimmt dabei linear mit der Auslenkung s des Aktors 21 zu. Aus Fig. 4 ist erkennbar, daß das Volumenschließglied 20 anfangs, d. h. für die Auslenkung  $s < S1$  einen Leerweg zurücklegt, in dem der Kraftstoffablauf mit dem Kraftstoffzulauf noch nicht verbunden wird. Das Druckschließglied 22 ist bei der ersten Auslenkung S1, bei der das Volumenschließglied den Verbindungsquerschnitt zwischen der Kraftstoffzuleitung und der Kraftstoffableitung öffnet, mit einer Haltekraft F0 vorgespannt. Die lineare Kennlinie hat den Nachteil, daß bei großer Auslenkung s eine große Haltekraft F aufgebaut wird.

Die Haltedruckkennlinie für das Regelventil der Fig. 3, bei der eine erste und eine zweite Koppelfeder 16, 17 zwischen dem Volumenschließglied 20 und dem Druckschließglied 22 vorgesehen sind, ist in der Kennlinie B dargestellt. In der Ruhelage ist die erste Koppelfeder 16 entspannt und die zweite Koppelfeder 17 mit Hilfe eines Anschlages 18 und einer Übertragungsscheibe 19 vorgespannt. Auch hier ist für das Volumenschließglied 20 ein Leerweg vorgesehen, so daß es erst öffnet, wenn das Druckschließglied 22 bereits mit einer Haltekraft F1 gegen die Rückleitung 26 vorgespannt ist. Wird nun der Aktor 21 angesteuert und das Volumenschließglied 20 ausgelenkt, so steigt die Haltekraft, mit der das Druckschließglied 22 vorgespannt wird, linear bis zu einer zweiten Auslenkung S2 an. Der lineare Anstieg entspricht der Federrate der ersten Koppelfeder 16. Ab der zweiten Auslenkung S2 ist die erste Koppelfeder 16 derart gespannt, daß die Federkraft der ersten Koppelfeder 16 die Federkraft der vorgespannten zweiten Koppelfeder 17 erreicht. Sobald die Spannung der ersten Koppelfeder 16 die Vorspannkraft der zweiten Koppelfeder 17 überschreitet, löst sich die Übertragungsscheibe 19 vom Anschlag 18 und die zweite Koppelfeder 17 wird ebenfalls zusammengedrückt. Somit wirken die erste und die zweite Koppelfeder

16, 17 ab der zweiten Auslenkung S2 in Reihenschaltung. Deshalb knickt ab der zweiten Auslenkung S2 der lineare Anstieg der Haltekraft in einen zweiten, flacheren linearen Anstieg ab, der einer geringeren Federrate entspricht. Ab der zweiten Auslenkung S2 nimmt die Haltekraft, mit der das Druckschließglied 22 vorgespannt wird, pro Auslenkungseinheit s geringer zu als im Bereich zwischen der Auslenkung  $s = 0$  und der zweiten Auslenkung S2, d. h. die Federrate ist kleiner für  $s > S2$ .

Wird anstelle der ersten und der zweiten Koppelfeder 16, 17 eine Feder, insbesondere eine Tellerfeder verwendet, die eine degressive Federkennlinie aufweist, so ergibt sich eine Haltekraft des Druckschließgliedes 22 in Abhängigkeit von der Auslenkung des Magneten 21 entsprechend der Kennlinie C der Fig. 4. Aufgrund der degressiven Federkennlinie nimmt bei kleinen Auslenkungen nach der Ruhelage  $s = 0$  die Haltekraft des Druckschließgliedes 22 steil zu und geht im Bereich der zweiten Auslenkung S2 in einen nahezu horizontalen Verlauf über. Bei der ersten Auslenkung S1 weist die Tellerfeder eine vorgegebene Haltekraft F2 auf.

Durch die degressiven Tellerfeder oder durch die zwei Koppelfedern 16, 17, wird ausgehend von der Ruhelage bei  $s = 0$  ein steiler Anstieg der Haltekraft auf das Druckschließglied 22 erreicht, der ab einer vorgebbaren, zweiten Auslenkung S2 des Aktors 21 in einen flachen Anstieg übergeht. Die Kennlinie B und C sind den tatsächlichen Verhältnissen des Kraftstoffdruckes im Kraftstoffspeicher und des zugeführten Volumenstromes zum Kraftstoffspeicher angepaßt. Für ein Common-Rail-System sind bereits bei geringen Volumenströmen, d. h. bei geringer Menge an Kraftstoff, die eingespritzt wird, und niedriger Motordrehzahl hohe Kraftstoffdrücke notwendig. Somit bieten die Kennlinien B und C einen guten Wirkungsgrad für die elektrische Ansteuerung, da unnötig hohe Haltekraften bei großen Auslenkungen vermieden werden. Es ist vorteilhaft, die Feder mit der degressiven Federkennlinie so einzubauen, daß diese in einem vorgegebenen Abstand zum Volumenschließglied oder Druckschließglied angeordnet ist, denn damit wird ein Aufbau eines Gegendruckes vermieden, wenn der Druck im Kraftstoffspeicher über das Druckschließglied abgebaut wird.

Die Kennlinienformen B, C bieten weiterhin den Vorteil, daß im Bereich zwischen der Ruhelage des Aktors 21 und der zweiten Auslenkung S2 eine große Änderung der Haltekraft des Druckhalte-schließgliedes 22 bei gleichzeitig geringer Auslenkung des Aktors 21 erreicht wird, wobei gleichzeitig eine geringe Änderung der Auslenkung des Volumenschließgliedes 20 und damit bei geringer Änderung des Volumenstromes erfolgt. Auf diese Weise können geringe Volumenströme genau eingestellt werden. Dies ist aus Fig. 4 ersichtlich, da die Druckhalte-kraft F eine Funktion, vorzugsweise proportional, vom Steuerstrom I ist, mit dem der Aktor 21 gesteuert wird. Der Volumenstrom Q ist ebenfalls vorzugsweise proportional zur Auslenkung S.

Fig. 5 zeigt eine bevorzugte Ausführungsform des Regelventils 10 mit einer Federkombination entsprechend Fig. 3. Das Regelventil 10 weist einen Ventilkörper 31 auf, der mit einem Schlüsselangriff 32 und einem Zentralgewinde 33 in eine Stufenbohrung eines Gehäuses 34 eingeschraubt ist. Das Gehäuse 34 ist vorzugsweise das Gehäuse einer Hochdruckpumpe. Im Gehäuse 34 ist eine Zulaufbohrung 35, eine Ablaufbohrung 36, eine Hochdruckzulaufbohrung 38 und eine Hochdruckablaufbohrung 37 eingebracht. An die Zulaufbohrung 35 ist der Kraftstoffzulauf 24, an die Ablaufbohrung 36 ist der Kraftstoffablauf 23, an die Hochdruckzulaufbohrung 38 ist die Rückleitung 26 und an die Hochdruckablaufbohrung 37 ist die Tankleitung 27 angeschlossen. Die Zulaufbohrung 35, die Ablaufbohrung 36 und die

Hochdruckablaufbohrung 37 sind vorzugsweise als radiale Anschlußbohrungen ausgebildet und münden in einen entsprechenden ersten Ringkanal 39, zweiten Ringkanal 40 und dritten Ringkanal 41. Im dargestellten Beispiel ergeben sich der erste Ringkanal 39 und der zweite Ringkanal 40 durch axial versetzte Durchmesserstufen im Gehäuse 34 und im Ventilkörper 31. Der dritte Ringkanal 41 ist als umlaufende Nut in den Ventilkörper 31 eingebracht. Das in Fig. 5 dargestellte Regelventil 10 ist im allgemeinen zylindersymmetrisch zur Symmetrieachse 71 ausgebildet.

Zwischen dem ersten Ringkanal 39 und dem Zentralgewinde 33 ist ein erster Dichtring 42, zwischen dem ersten Ringkanal 39 und dem zweiten Ringkanal 40 ist ein zweiter Dichtring 43 und zwischen dem zweiten Ringkanal 40 und dem dritten Ringkanal 41 ist ein dritter Dichtring 44 in das Ventilgehäuse 31 eingebracht. Der erste, der zweite und der dritte Dichtring 42, 43, 44 sind als radial dichtende O-Ringe ausgebildet.

In den Ventilkörper 31 sind eine erste Verbindungsbohrung 55, eine zweite Verbindungsbohrung 57 und eine dritte Verbindungsbohrung 64 ausgehend von dem ersten, dem zweiten und dem dritten Ringkanal 39, 40, 41 eingebracht. Die erste, die zweite und die dritte Verbindungsbohrung 55, 57, 64 verbinden den ersten, den zweiten und den dritten Ringkanal 39, 40, 41 mit einer zentralen Bohrung 70, die symmetrisch zur Symmetrieachse 71 und in Längsrichtung des Ventilkörpers 31 in den Ventilkörper 31 eingebracht ist. In der zentralen Bohrung 70 ist parallel zur Symmetrieachse 71 ein Regelschieber 53 eingebracht, der als Hülse ausgebildet ist. Zudem ist innerhalb des Regelschiebers 53 ein Schließstift 51 vorgesehen, der symmetrisch und in Längsrichtung zur Symmetrieachse 71 angeordnet ist. Der Schließstift 51 und der Regelschieber 53 sind in die zentrale Bohrung 70 eingepaßt und in Längsrichtung der zentralen Bohrung 70 verschiebbar angeordnet. Der Regelschieber 53 weist einen ringförmig umlaufenden und zum Ventilkörper 31 offenen Ringraum 54 auf, der in der Ruheposition des Regelschiebers 53 nur mit der ersten Zulaufbohrung 35 verbunden ist. Wird der Regelschieber 53 von dem Elektromagneten 72 in die Arbeitsposition bewegt, so wird über den Ringraum 54 die erste Zulaufbohrung 35 mit der ersten Ablaufbohrung 36 verbunden. Auf diese Weise wird der Volumenstrom, der der Hochdruckpumpe 1 zugeführt wird, gesteuert.

Mittig zur Symmetrieachse 71 und am unteren Ende des Regelventiles 10 ist die Hochdruckzulaufbohrung 38 eingebracht. Die zentrale Bohrung 70 ist im unteren Bereich durch ein Kopfstück 45 abgeschlossen, das zugleich mit einem Abschlußstück in die Hochdruckzulaufbohrung 38 ragt. Das Kopfstück 45 ist mittig zur Symmetrieachse 71 angeordnet und weist mittig eine Druckablaßbohrung 48 auf. Die Druckablaßbohrung 48 weitet sich in Richtung auf die zentrale Bohrung 70 in einen kegelförmigen Ventilsitz auf, in dem eine Kugel 50 angeordnet ist, die von einer Aufnahme 52 auf der Druckablaßbohrung 48 gehalten wird. Die Aufnahme 52 bildet das untere Ende des Schließstiftes 51. Zwischen dem Kopfstück 45 und dem Regelschieber 53 ist umlaufend um den Schließstift 51 ein Ringraum 63 ausgebildet, an den die Hochdruckablaufbohrung 37 über die dritte Verbindungsbohrung 64 angeschlossen ist.

Die zylinderförmige Fortsetzung des Kopfstückes 45, die in den Hochdruckzulauf 38 ragt, ist von einem ringförmigen Stützring 47 und einem Dichtring 46 umgeben, die die Hochdruckzulaufbohrung 38 abdichten.

Durch eine entsprechende Bewegung des Schließstiftes 51 wird die Kugel 50 mit einer entsprechenden Haltekraft F beaufschlagt, so daß die Druckablaßbohrung 48 erst freigegeben wird, wenn der Druck in der Druckablaßbohrung 48

größer ist als die Haltekraft F. Auf diese Weise wird die Verbindung zwischen dem Hochdruckzulauf 38 und dem Hochdruckablauf 37 gesteuert. Der Schließstift 51 mit der Kugel 50 stellt ein Druckschließglied 22 entsprechend den Fig. 2 und 3 dar.

Der Dichtring 46 und der Stützring 47 bieten den Vorteil, daß keine axiale Anpreßkraft benötigt wird, um die Hochdruckzulaufbohrung 38 abzudichten. Die axiale Anpreßkraft müßte zwischen dem Kopfstück 45 und dem Zentralgewinde 33 vom Ventilgehäuse 31 aufgenommen werden, wenn als Dichtung beispielsweise ein metallischer Flachsitz oder Kegelsitz oder ein Schneidring Verwendung finden würde.

Im oberen Bereich des Regelventiles 10 ist ein Elektromagnet 72 mit einer Magnetwicklung 73 und einer zugeordneten Ankerführungsstange 58 angeordnet, die mittig zur Symmetrieachse 71 in einer Führungshülse 80 geführt ist. Die Ankerführungsstange 58 ragt in die zentrale Bohrung 70 und ist über eine zweite Koppelfeder 17 mit dem Regelschieber 53 in Wirkverbindung. Die zweite Koppelfeder 17 ist durch eine Übertragungsbuchse 60 vorgespannt, wobei die Übertragungsbuchse 60 an einer Anschlagfläche 62 des Regelschiebers 53 aufliegt und die zweite Koppelfeder 17 gegen eine Anschlaghülse 74 vorspannt, die als Endstück der Ankerführungsstange 58 ausgebildet ist.

Die Übertragungsbuchse 60 weist angrenzend an den Anschlag 62 einen senkrecht zur Symmetrieachse 71 ausgebildeten Haltering 75 auf, der mit einer Abschlußbuchse 76, die das obere Endstück des Regelschiebers 53 darstellt, einen hülsenartigen zweiten Federraum 77 ausbildet, der in Richtung des Elektromagneten 72 von der Anschlaghülse 74 begrenzt wird. Die Anschlaghülse 74 ist mit der Abschlußbuchse 76 fest verbunden. Diese Verbindung nimmt die Vorspannkraft der zweiten Koppelfeder 17 auf.

Die Übertragungsbuchse 60 ist auf der Seite des Elektromagneten mit einer Abschlußplatte 87 abgeschlossen. In die Übertragungsbuchse 60 ragt der Schließstift 51, der mit einer Übertragungsplatte 78 abschließt, die einen Durchmesser entsprechend dem Durchmesser der Übertragungsbuchse 60 aufweist. Die Abschlußplatte 78 ist mittig zur Symmetrieachse 71 angeordnet und senkrecht zur Symmetrieachse 71 und in die Übertragungsbuchse 60 hinein beweglich angeordnet. Zwischen der Übertragungsplatte 78 und der Abschlußplatte 87 ist eine erste Koppelfeder 16 eingebracht.

In der Ruheposition liegt die Ankerführungsstange 58 mit einer Anschlagplatte 79 an einem Anschlag 66 des Magnetgehäuses 81 an. Vorzugsweise ist der Anschlag 66 beispielsweise über Einstellscheiben entsprechend justierbar. Der Magnetanker 82 ist über eine weitere Platte 85 und die Anschlagplatte 79 auf der Ankerführungsstange 58 justiert.

Der Schließstift 51 ist in der Ruheposition nicht gegen die Kugel 50 vorgespannt. Somit ist die Druckablaßbohrung 48 in der Ruheposition, d. h. ohne Ansteuerung des Elektromagneten 72 geöffnet. Der Regelschieber 53 ist in der Ruheposition so angeordnet, daß die Zulaufbohrung 35 mit dem Ringraum 54 verbunden ist. Die Ablaufbohrung 36 ist jedoch nicht mit dem Ringraum 54 verbunden.

Wird nun der Elektromagnet 72 von einer Endstufe angesteuert, so bewegt sich die Aktuatorführungsstange 58 in Richtung auf den Schließstift 51 und überträgt dabei über die zweite Koppelfeder 17 und die erste Koppelfeder 16 eine höhere Druckhaltekraft auf die Kugel 50. Die Druckhaltekraft F nimmt linear mit der Auslenkung S der Aktuatorführungsstange 58 zu, wie in Fig. 4 dargestellt ist.

Gleichzeitig wird der Regelschieber 53 direkt von der Aktuatorstange 58 in Richtung auf die zweite Verbindungsbohrung 57 geschoben. Sobald die Steuerrante 56 des Rin-

graumes 54 die zweite Verbindungsbohrung 57 erreicht, fließt ein Volumenstrom von der Zulaufbohrung 35 zur Ablaufbohrung 36. Damit wird der Volumenstrom zur Hochdruckpumpe 1 gesteuert. Vorzugsweise weist die zweite Verbindungsbohrung 57 die Form eines rechteckigen Längsschlitzes auf, der sich in Bewegungsrichtung des Regelschiebers 53 erstreckt, so daß der Öffnungsquerschnitt direkt proportional zum Weg S ist, mit den der Regelschieber 53 bewegt wird. Eine weitere vorteilhafte Form ist ein dreieckiger Öffnungsquerschnitt. Der Regelschieber 53 stellt ein Volumenschließglied 20 entsprechend den Fig. 2 und 3 dar.

Wird nun die Aktuatorführungsstange 58 bis zur zweiten Auslenkung S2 bewegt, so ist die erste Koppelfeder 16 soweit zusammengedrückt, daß die Federkraft der ersten Koppelfeder 16 gleich der Federkraft der zweiten, vorgespannten Koppelfeder 17 ist. Damit wird nun bei einer weiteren Auslenkung der Aktuatorführungsstange 58 sowohl die erste Koppelfeder 16 als auch die zweite Koppelfeder 17 zusammengedrückt.

Im Bereich zwischen der Auslenkung 0 und der zweiten Auslenkung S2 bewegt sich die Übertragungsbuchse 60 gemeinsam mit der Anschlaghülse 74 und dem Regelschieber 53. Ab der zweiten Auslenkung S2 bewegt sich die Übertragungsbuchse 60 im Kräftegleichgewicht der zweiten Koppelfeder 17 und der ersten Koppelfeder 16 gegenüber der Anschlaghülse 74 der Ankerführungsstange 58. Auf diese Weise knickt die Zunahme der Haltekraft F auf die Kugel 50 ab der zweiten Auslenkung S2 in eine geringere Zunahme pro Auslenkungseinheit s ab, wie aus Fig. 4 ersichtlich ist.

Die Hochdruckzulaufbohrung 38 wird nur dann mit der Hochdruckablaufbohrung 37 verbunden, wenn ein größerer Druck von der Hochdruckzulaufbohrung auf die Kugel 50 einwirkt, als auf die Kugel 50 durch die Haltekraft F des Schließstiftes 51 einwirkt.

Mit Ausnahme des Ringraumes 54 sind sämtliche Räume innerhalb des Regelventiles mit Hilfe von nicht dargestellten Nuten und Bohrungen mit dem Ringraum 63 verbunden, um bei einer Verschiebung der einzelnen Teile eine Verdrängung des Kraftstoffes zu ermöglichen.

Anstelle der zwei Koppelfedern 16, 17 kann auch eine degressive Feder zwischen der Ankerführungsstange 58 und dem Schließstift 51 eingesetzt werden. Auf diese Weise wird eine Druckhaltekenlinie entsprechend der Kennlinie C der Fig. 4 ermöglicht.

#### Patentansprüche

1. Einspritzsystem für eine Brennkraftmaschine mit Einspritzventilen (5), die mit einem Kraftstoffspeicher (4) in Verbindung stehen, der an einer Kraftstoffpumpe (1) angeschlossen ist, die den Kraftstoffspeicher (4) mit Kraftstoff versorgt,
  - mit einem Druckventil (10, 22), das am Kraftstoffspeicher (4) angeschlossen ist,
  - mit einem Drucksensor (9), der am Kraftstoffspeicher (4) vorgesehen ist und den Druck im Kraftstoffspeicher (4) mißt und einem Steuergerät (6) zuführt, **dadurch gekennzeichnet**,
  - daß ein Volumenstromregelventil (10, 20) im Zulauf zur Kraftstoffpumpe (1) vorgesehen ist, das den Kraftstoffstrom zur Kraftstoffpumpe (1) einstellt,
  - daß das Steuergerät (6) das Volumenstromregelventil (10, 20) über einen Aktor (21) steuert, und daß derselbe Aktor (21) die Haltekraft des Druckventils (10, 22) einstellt.
2. Einspritzsystem nach Anspruch 1, dadurch gekenn-

zeichnet, daß der Aktor (21) auf das Volumenschließglied (20) des Volumenstromregelventils (10, 20) einwirkt, daß das Volumenschließglied (20) in Wirkverbindung mit dem Druckschließglied (22) des Druckventils (10, 22) steht und die Position des Volumenschließgliedes (20) die Haltekraft des Druckschließgliedes (22) festlegt, mit der das Druckventil (10, 22) den Kraftstoffspeicher geschlossen hält.

3. Volumenstromregelventil und Druckventil mit einem Ventilkörper (31), in das ein Kraftstoffzulauf (35, 55) und ein Kraftstoffablauf (36, 57) eingebracht sind, mit einem Regelschieber (53) als Volumenschließglied, das den Verbindungsquerschnitt zwischen dem Kraftstoffzulauf (35, 55) und dem Kraftstoffablauf (36, 57) steuert, mit einem Druckzulauf (48) und einem Druckablauf (64, 41, 37), die in das Gehäuse (31, 45) eingebracht sind,

mit einem Druckschließglied (50, 52, 51), das den Druckzulauf (48) mit einer vorgebbaren Haltekraft vom Druckablauf (64, 41, 37) abschließt, mit einem steuerbaren Aktor (72, 58), der die Position des Volumenschließglieds (53) und die Haltekraft des Druckschließgliedes (50, 51, 52) festlegt.

4. Volumenstrom- und Druckventil nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß der Aktor (72, 58) direkt das Volumenschließglied (53) in der Position festlegt, daß der Aktor (72, 58) über Federmittel (16, 17) die Haltekraft des Druckschließgliedes (50, 51, 52) festlegt.

5. Volumenstrom- und Druckregelventil nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß das Volumenschließglied (53) über Federmittel (16, 17) die Haltekraft des Druckschließgliedes (50, 51, 52) festlegt, daß die Federmittel (16, 17) eine Federrate aufweisen, die mit zunehmender Auslenkung des Volumenschließgliedes (53) abnimmt.

6. Volumenstrom- und Druckregelventil nach Anspruch 4 oder 5, dadurch gekennzeichnet, daß als Federmittel eine erste und eine zweite Feder (16, 17) in Reihenschaltung angeordnet sind, so daß ausgehend von einer Ruheposition, in der die erste Feder (16) entspannt und die zweite Feder (17) vorgespannt ist, bis zu einer vorgegebenen Auslenkung (S2) nur die erste Feder (16) und ab der vorgegebenen Auslenkung (S2) die erste und die zweite Feder (16, 17) in Reihenschaltung zusammengedrückt werden.

7. Verfahren zum Regeln des Kraftstoffdruckes in einem Kraftstoffspeicher (4) einer Einspritzanlage einer Brennkraftmaschine, bei dem der Kraftstoffspeicher (4) mit Kraftstoff versorgt wird, bei dem der Kraftstoffstrom zum Kraftstoffspeicher (4) in Abhängigkeit vom Betriebszustand der Brennkraftmaschine, insbesondere abhängig von der zum Einspritzen benötigten Kraftstoffmenge und von dem zum Einspritzen benötigten Kraftstoffdruck von einem Aktor (21) geregelt wird, dadurch gekennzeichnet, daß ein Druckventil (10, 22) vorgesehen ist, das den Druck im Kraftstoffspeicher (4) auf einen vorgebbaren Haltedruck begrenzt, daß der Haltedruck des Druckventils (10, 22) von dem Aktor (21) als Funktion vom Volumenstrom eingestellt wird.

8. Verfahren nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, daß ausgehend von einer Ruheposition, bei der kein Druck im Kraftstoffspeicher (4) herrscht und kein Volumenstrom einer Kraftstoffpumpe (1) zugeführt wird, zuerst der Haltedruck des Druckventils (10, 22) auf einen vorgebbaren, positiven Wert eingestellt wird, und daß erst anschließend ein Volumenstrom der Kraft-

stoffpumpe zugeführt wird.

9. Verfahren nach Anspruch 7 oder 8, dadurch gekennzeichnet, daß der Haltedruck mit zunehmendem Volumenstrom zunimmt, vorzugsweise proportional zum Volumenstrom zunimmt. 5

10. Verfahren nach einem der Ansprüche 7 bis 9, dadurch gekennzeichnet, daß der Haltedruck ausgehend von der Ruheposition bis zu einem vorgebbaren ersten Volumenstrom mit einer ersten Steigung zunimmt, daß bei einem größeren Volumenstrom als dem ersten Volumenstrom der Haltedruck mit zunehmendem Volumenstrom mit einer zweiten Steigung zunimmt, die kleiner als die erste Steigung ist. 10

11. Verfahren nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, daß der Haltedruck des Druckventils höher als der vorgegebene Kraftstoffdruck des Einspritzvorgangs eingestellt wird. 15

---

Hierzu 3 Seite(n) Zeichnungen

---

20

25

30

35

40

45

50

55

60

65

FIG 5

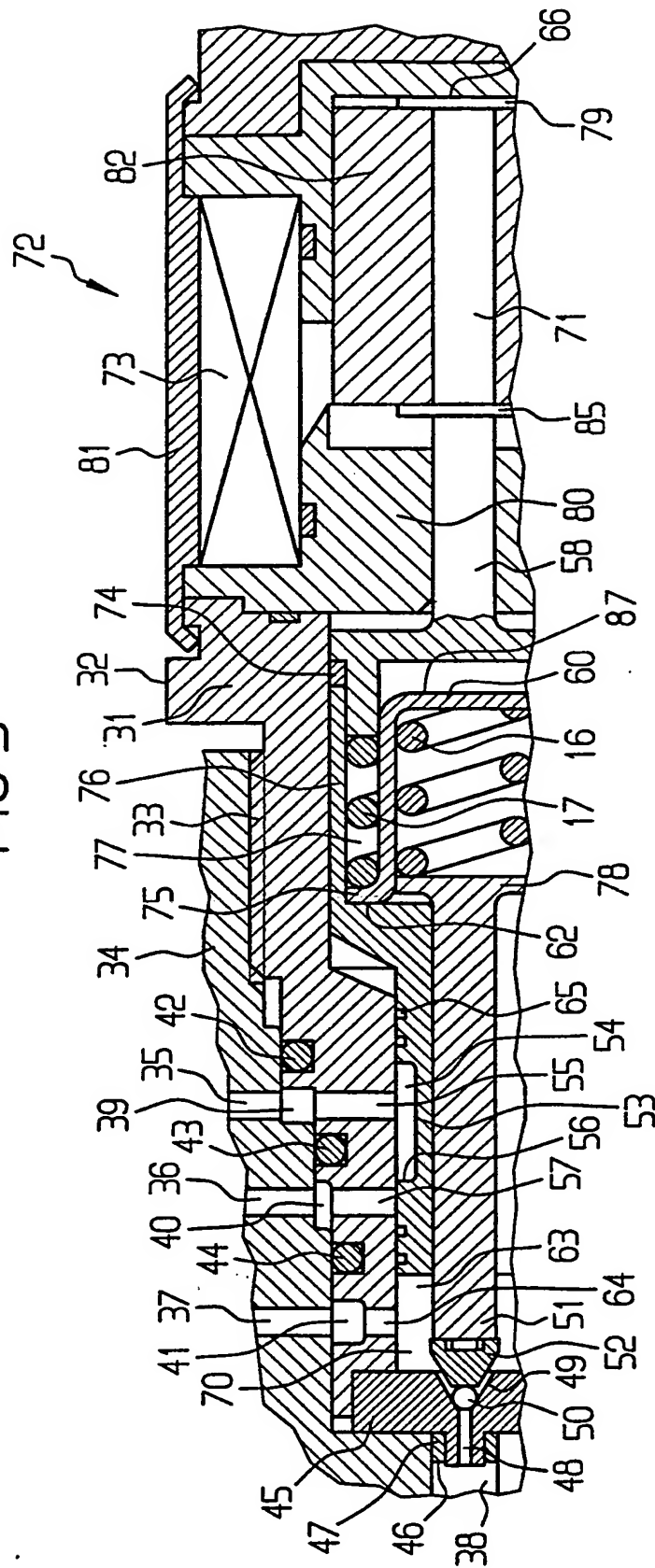


FIG 1

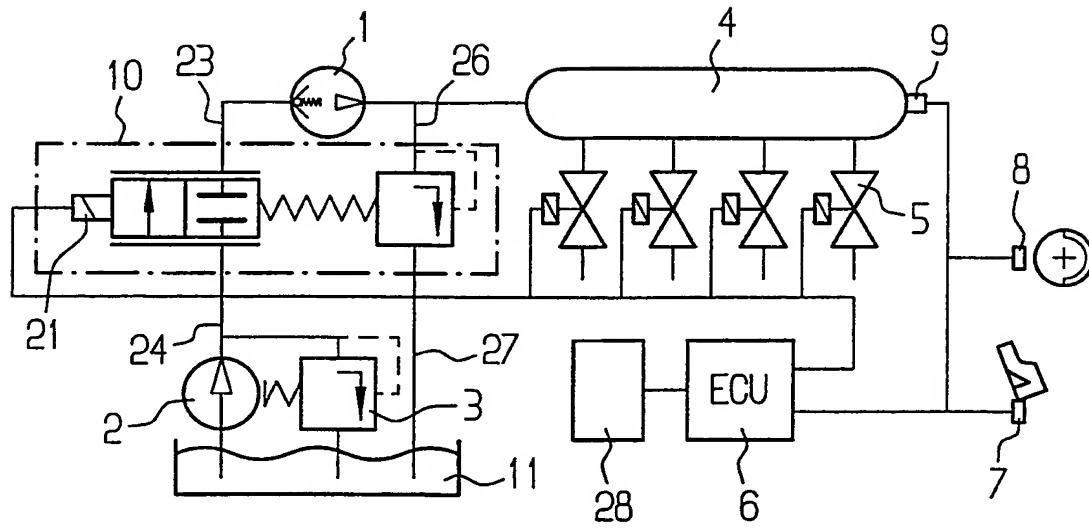


FIG 2

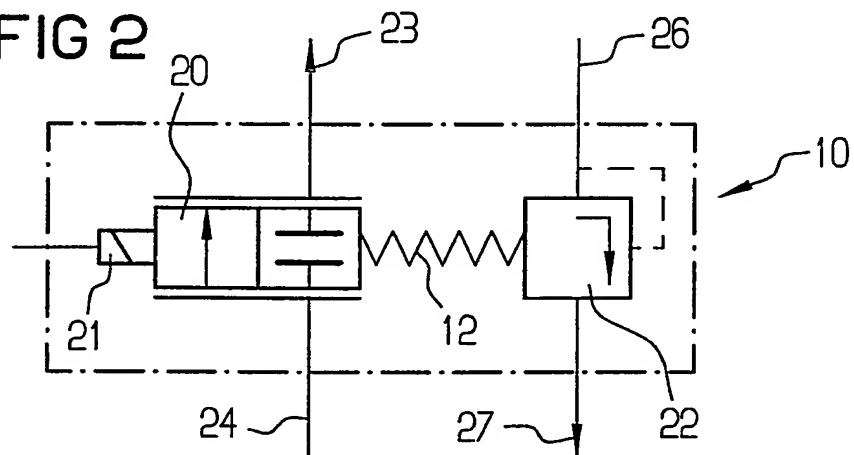




FIG 3

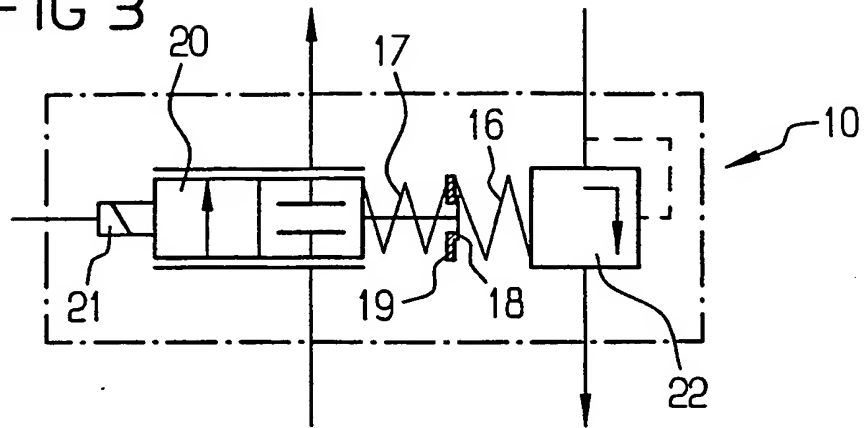


FIG 4

